

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra institutu dopravy

Návrh manipulačního zařízení v balící lince

Design of Handling Device in Dispatch

Department

Student: Filip Rotter

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Ostrava 2010

Zadání bakalářské práce

Student:

Filip Rotter

Studijní program:

B2341 Strojírenství

Studijní obor:

2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem

Téma:

Návrh manipulačního zařízení v balící lince
Design of Handling Device in Dispatch Department

Zásady pro vypracování:

1. Provedte rozbor a řešerši možných variant manipulace s Ytongy v balící lince.
2. Manipulační zařízení musí umožnit změnu polohy plošiny o 100 mm ve vertikálním směru a její otáčení.
3. Provedte konstrukční návrh manipulačního zařízení s paletami na vzdálenost 40 m.
4. Provedte kapacitní výpočty a návrh pohonu manipulačního zařízení.
5. Provedte pevnostní výpočty vybraných strojních částí manipulačního zařízení.
6. Závěr.

Seznam doporučené odborné literatury:

POLÁK, J., SLÍVA, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. ES VŠB, 2005, 128 str.133, ISBN 80-248-0963-X.

DRAŽAN, F., KUPKA, L. A KOL.: Transportní zařízení. SNTL, Praha 1966

CVEKL, Z., JANOVSKEÝ, L., PODIVÍNSKÝ, V., TALACKO, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. CVUT Praha, 1984.

JERÁBEK, K.: Stroje a zařízení pro manipulaci. ES CVUT Praha 1987.

JASAN, V.: Teória a stavba dopravníkov, ALFA BRATISLAVA, 1984

POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení II, VŠB-TU OSTRAVA, 2003, ISBN 80-248-0493-X.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.**

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



doc. Ing. Vladimír Smrž, Ph.D.
vedoucí katedry





prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Filip Rotter

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Horymírova 370, 738 01 Frýdek-Místek

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ROTTER F. Návrh manipulačního zařízení v balící lince: bakalářská práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra institutu dopravy, 2009, 58 s. Vedoucí práce: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem manipulačního zařízení v balící lince. V úvodu jsou popsány problémy se starým manipulačním zařízením. Na základě prošetření těchto problémů jsou navrženy další možné varianty manipulace s ytongy. Dále je vybráno jedno z možných řešení a proveden konstrukční návrh manipulačního zařízení, navrženy pohony a provedeny výpočty vybraných strojních částí. Cílem práce je navrhnout nový stroj, který zvýší spolehlivost a plynulost dopravy v balící lince.

ANNOTATION OF BACCALAUREATE THESIS

ROTTER F. Design of Handling Device in Dispatch Department: Bachelor Thesis. Ostrava: VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department Institute of Transport, 2009, 58 p. Thesis head: doc. Ing. Leopold Hrabovský, Ph.D.

The topic of this baccalaureate thesis is the design of the handling device in a dispatch department. In the opening there is the description of critical issues connected with the old handling device. Based on the critical issues investigation there are proposed the new possible options how to manipulate with ytongs. Next part of the thesis contains the following steps: choosing one of the proposed solutions, construction design of the handling device, drive proposal and calculation of selected parts of the machine. The objective of the thesis is to design a new machine to improve reliability and smoothness of transport in a dispatch department.

Obsah

	strana
Seznam použitých značek a symbolů	7
1. Návrh manipulačního zařízení	9
1.1 Popis stávajícího dopravníku	9
1.2 Nové varianty přepravy ytongu	11
1.3 Podmínky a výběr nového zařízení	13
2. Technický popis manipulátoru	14
3. Výpočet pohonů pro manipulátor	18
3.1 Výpočet motoru pojezdu	18
3.2 Výpočet motoru pro zvedání	21
3.3 Výpočet motoru pro otáčení	23
3.4 Výpočet motoru pro sevření materiálů	25
4. Kapacitní výpočet manipulátoru	27
5. Pevnostní výpočty strojních částí manipulátoru	28
5.1 Zvedací ústrojí	28
5.2 Pojezdové ústrojí	32
5.3 Otáčecí ústrojí	37
6. Zhodnocení manipulátoru	39
7. Seznam použitých pramenů	40
8. Seznam příloh	41

Seznam použitých značek a symbolů

značka	název	jednotka
C_D	dynamická únosnost ložiska	N
D	průměr	m; mm
D_1	malý průměr závitu matice	m; mm
d	průměr	m; mm
d_2	střední průměr závitu šroubu	m, mm
d_3	malý průměr závitu šroubu	m; mm
F	síla	N
Fh	statické zatížení ložiska	N
f_z	součinitel smykového tření	-
H_1	nosná hloubka závitu	m; mm
h	výška pera	m; mm
h_M	výška matice	m; mm
L_h	trvanlivost ložiska	hod.
h	výška pera	m; mm
l	délka pera	m; mm
K_s	součinitel statické bezpečnosti namáhání šroubu	-
M_k	krouticí moment motoru	Nm; Nmm
M_{\max}	maximální ohybový moment	Nm; Nmm
M_r	krouticí moment od závitu matice proti otáčejícímu šroubu	Nm; Nmm Nm
m	hmotnost	kg
n	otáčky	s^{-1}
P	stoupání závitu	m; mm
p	tlak	Pa; MPa
p_D	dovolený tlak	Pa; MPa
R_a	reakce v místě A	N

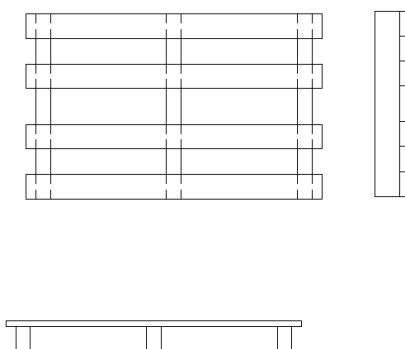
R_b	reakce v místě B	N
R_e	mez kluzu	Pa; MPa
R_x	obvodová síla	N
S	plocha	m^2 ; mm^2
V	rotační součinitel	-
W_k	průřezový modul v krutu	m^3 , mm^3
W_0	průřezový modul v ohybu	m^3 , mm^3
X	součinitel pro radiální ložiska	-
Y	součinitel pro radiální ložiska	-
z	počet závitů	-
γ	úhel stoupání závitu	°
β	koeficient zohledňující vliv krutu na výsledné namáhání šroubu	-
φ	třecí úhel	°
σ_D	dovolené ohybové napětí	Pa; MPa
σ_{Dt}	dovolené napětí v tahu	Pa ; MPa
σ_d	normálové namáhání v tahu	Pa; MPa
τ	smykové namáhání v krutu	Pa; MPa

1. NÁVRH MANIPULAČNÍHO ZAŘÍZENÍ

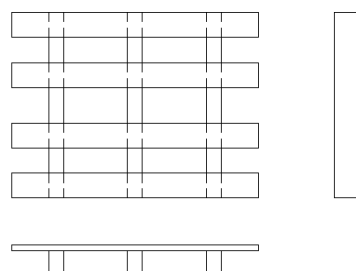
1.1 Popis stávajícího dopravníku

Při výběru možných variant manipulací s Ytongy v balící lince se vychází z předchozí zkušenosti, nedobře fungujícího dopravníku na Ytong. Dopravník je řetězového typu, kde se palety s materiálem přesouvají po řetězu dopravníku. Při přejezdu palety z jednoho dopravníku na druhý, nebo při přejíždění z rovného úseku na otoč, kde paleta mění směr jízdy, většinou o 90°, nastává několik problémů.

Palety pro ytongový náklad jsou specifické a můžou se tedy nabírat pouze jedním směrem a také přeprava po řetězovém dopravníku nám dovoluje položit paletu jen jedním způsobem. Proto se musí palety během své jízdy průběžně několikrát otočit pomocí otáčecích mechanismů.



obr. 1: paleta ytong 1200



obr. 2: paleta ytong 1000

Na tyto otočné mechanismy najíždí palety z rovné části řetězového dopravníku, kde musí překonat přejezd z dopravníku na otoč. Pak se celá otočí i s nákladem přizvedne, otočí a spustí do předchozí úrovně. V tu chvíli mohl náklad pokračovat dál v cestě. Při přejíždění z otočného mechanismu na rovný úsek, musí znovu paleta překonat napojení obou dopravníků. Často se stává, že palety se v těchto přejezdech deformují a dochází k zhroucení celého nákladu.



obr. 3: otočný mechanismus

Další problém způsobuje samotný materiál, čímž jsou ytongové tvárnice. Ytong sám o sobě je drolivý a kousky těchto úlomků spolu s kousky dřevěných třísek z palet spadávají do dráhy řetězu. Tyhle zanesené nečistoty v dopravníku jsou častou příčinou pravidelně opakujících se poruch.



obr 4: nečistoty v řetězovém dopravníku

1.2 Varianty přepravy Ytongu

Pro přepravu Ytongu v balící lince lze zvolit několik možných variant přepravy. My však na závěr vybereme ten nejvhodnější z nabízených dle zadaných kritérií.

- přeprava po řetězovém dopravníku

Abychom mohli přepravovat palety s Ytongem po tomto dopravníku, museli bychom vyřešit novou technologii pro otáčení palet a také vyřešit přejezdy mezi jednotlivými dopravníky.

- přeprava po válečkovém dopravníku

Přeprava palet po válečkovém dopravníku by se řešila obdobným způsobem jako u řetězového dopravníku. Byla by to rovněž soustava rovných úseků a otočných úseků, po kterých by probíhala doprava.



obr. 5: rovný úsek válečkového dopravníku

Válečkový dopravník má trať vytvořenou se soustavy otočných válečků, které jsou mezi sebou spřažené řetězem, nebo řemenem. Pohyb válečku zajišťuje motor, který zpravidla bývá propojen pomocí převodu na jeden z válečků. U tohoto dopravníku bychom určitě odbourali problémy, které vznikají při přepravě po řetězovém dopravníku.

- přeprava po pásovém dopravníku

I tento dopravní systém by se skládal z rovných a otočných úseků, popřípadě by se otočné úseky daly nahradit pásovým dopravníkem do zatáčky.

Hlavní části pásového dopravníku jsou: dopravní pás, nosná konstrukce s válečky, poháněcí stanice, napínací stanice a vratná stanice. Dopravní pásy se vyrábějí z různých materiálů. Můžou být textilní, ocelové, z pryže, nebo z PVC. Krátké pásy se dodávají spojené, dlouhé pásy se spojují při montáži. Spojení je možné lepením, vulkanizací, nebo mechanickým sešitím. Nosná konstrukce zajišťuje podélnou a příčnou tuhost a nese na sobě soustavu válečků. Z hlediska dopravního výkonu je důležitý tvar horní stolice. Obvykle je tříválečková v korýtkovém profilu. Pro dopravu palety bychom museli nahradit válečky podpěrnými plechy po celé délce dopravovaného úseku. Poháněcí stanice je tvořena z poháněcích bubnů, z poháněcích jednotek a odváděcích bubnů. Poháněcí jednotkou se rozumí motor s převodovkou a brzdou. Napínací stanice slouží k zajištění bezpečnosti proti prokluzu na poháněcích bubnech a k minimalizaci průvěsů dopravního pásu mezi stolicemi. Vratná stanice tvoří konec dopravníku. U krátkých dopravníků je obvykle funkce vratné a napínací stanice spojena. V ostatních případech je vrátný buben valivě uložen v konstrukci.

U této manipulace s paletami by se nám mohli opět dostávat nečistoty mezi nosný plech a pás a mohlo by docházet k problémům.

1.3 Podmínky a výběr nového zařízení

Pro volbu nového manipulátoru se muselo vycházet z několika podmínek.

- manipulátor musí umět uchopit paletu z materiálem ze stávajícího řetězového dopravníku v balící lince. Umět se přizpůsobit správnému natočení palety a dále ji přemístit na vzdálenost 40m, kde ji opět musí uložit ve správném směru na řetězový dopravník u balící technologie.
- Manipulátor by měl mít všechny své důležité mechanismy a motory nad nákladem, aby se drolící Ytong spolu dalšími nečistoty nedostával do důležitých částí.

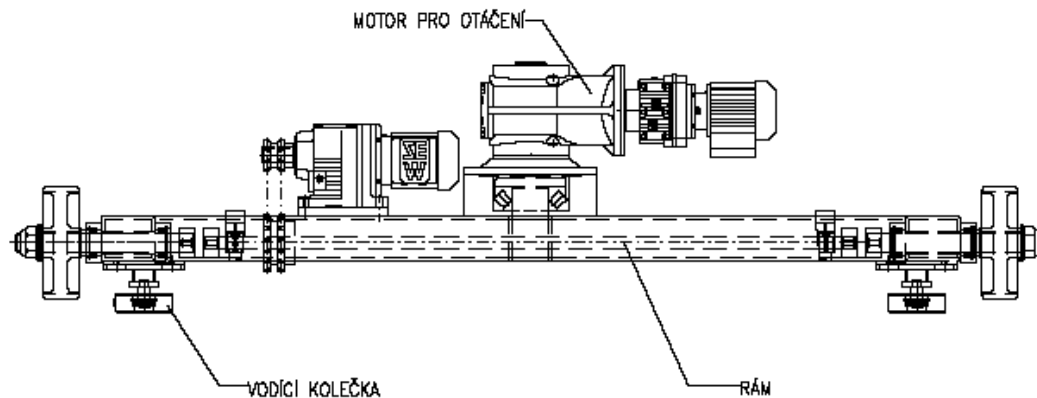
Proto jsou všechny možnosti výše popsané zavrhnuty a je zvolen závěsný manipulátor, který bude splňovat všechny dané podmínky a bude se snažit předejít problémům, které nastávali při přepravě po řetězovém dopravníku.

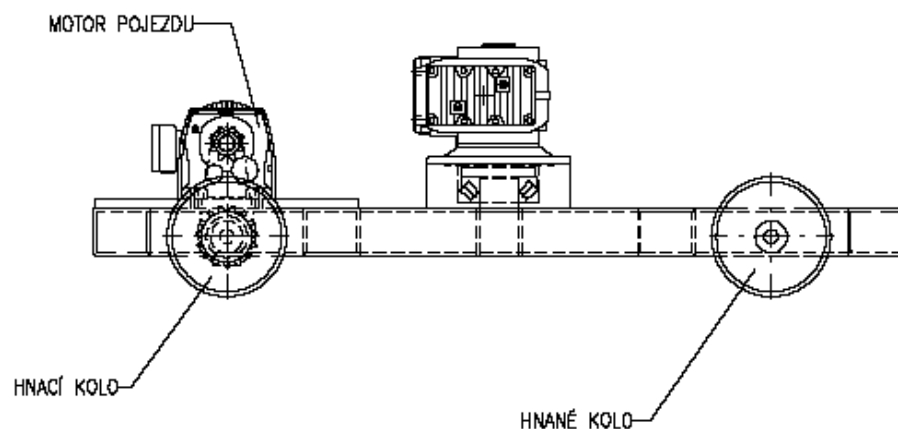
2. TECHNICKÝ POPIS MANIPULÁTORU

Celé manipulační zařízení se pohybuje po samostatné ocelové konstrukci v délce 40m, má možnost se otáčet až o 360° a přizvednout palety s materiálem o 100 mm ve vertikálním směru. Ocelová konstrukce se skládá z nosných sloupů ukotvených k zemi a pojezdových drah. Pojezdové dráhy, po kterých se pohybuje manipulátor jsou volené z profilu HEA 240.

Samotné manipulační zařízení se skládá ze čtyřech hlavních částí. Část pojezdového, otáčejícího, zvedacího a svíracího ústrojí. Každá tato část je samostatně ovládaná vlastním motorem převodovkou od firmy SEW eurodrive.

Část pojezdová, je tvořená ze svařence profilů TR4HR120x100x7 (RÁM), který nám nese cele zatížení manipulátoru i nákladem.





obr. 6: pojezdové ústrojí

Rám je opatřen hnacími a hnánými koly od firmy Blicke pro vysoké zatížení. Běhoun je z polyuretanu a disk z velmi stabilní ocelové konstrukce, chráněn lakováním proti vlivům okolního prostředí. Únosnost jednoho kola je až 1 600 kg.

Hnací kola jsou na samostatné hřídeli a dotáhnuté pojistnou maticí proti uvolnění z hřídele. Pro přenos kroutícího momentu z hřídele na kolo je použito těsné pero. Celá hřídel je pak uložena v ložiskových domcích. Právě i levé hnací kolo je propojeno hnací hřídeli, na které je nasazeno ozubené kolo. Pro přenos kroutícího momentu z kola na hřídel je použité těsné pero. Ozubená kola nám přenášejí kroutící moment z motoru na hřídel pomocí řetězového převodu. K propojení ozubeného kola na motoru s ozubeným kolem na hnací hřídeli jsem použil řetěz 12 B-2. K propojení hnací hřídele s hřídeli kol jsou použité pružné spojky Rotex, které jsou schopné přenést mírnou nesouosost obou hřídelí (viz, výkresová dokumentace řez C-C).

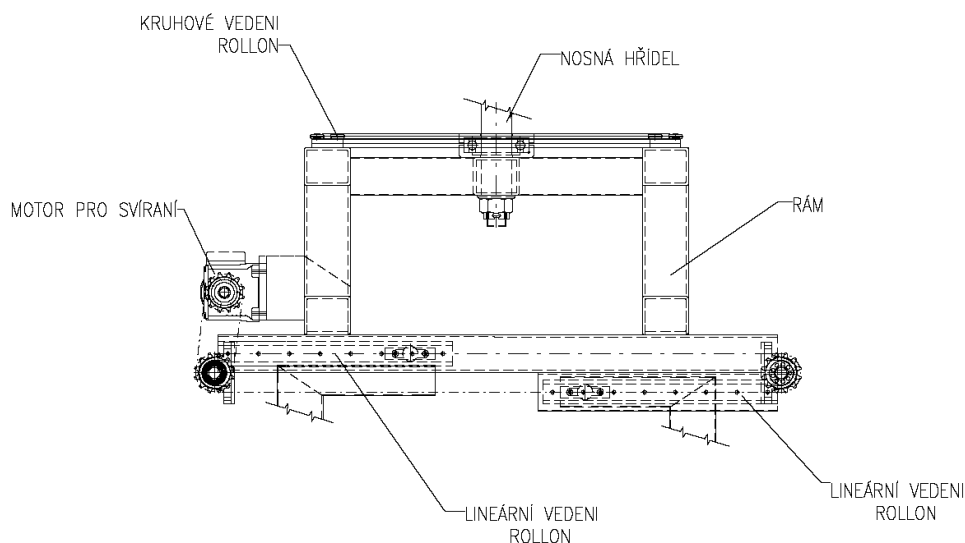
Hnané kola jsou nalisované na hřídeli, která je pevně přivařena k rámu pojezdového ústrojí a pojištěné pojistnou maticí proti uvolnění. Dále jsou na rámu přichycené proti pásnici pojezdového profilu HEA další čtyři vodící kolečka, které nám zabraňují vychýlení celého manipulátoru z pojezdové dráhy.

Na rámu je také přichycen motor pro pojezd R 27 DR 63 L4 a motor pro otáčecí ústrojí KAF 47 R37 DR 63 S4.

Otáčecí ústrojí je tvořeno z dalšího svařence profilů TR4HR120x100x7 (RÁM), které je přes nosnou hřídel uchyceno k nosnému rámu pojezdu. Hřídel je uložena v ložiskových domcích a hlavní tíhu nese soudečkové radiální ložisko. Mezi nosným a otáčecím rámem je ještě umístěno kruhové vedení Rollon CCT11-GCT05. Otáčecí ústrojí je nasunuto na nosnou hřídel a pojištěno proti vypadnutí korunkovou maticí. Pro přenos kroutícího momentu z motoru na hřídel a z hřídele na otáčecí ústrojí je použito těsných per (viz. výkresová dokumentace řez A-A).

Na otáčecím rámu je uchyceno svírací ústrojí, které je tvořeno dvěma zrcadlově otočenými mechanismy, které mají za úkol sevřít-uchopit paletu s nákladem a opětovně ji rozevřít- uvolnit od manipulátoru.

Manipulátor uchopuje paletu ze spodu pomocí vidlí. Svírací vidle se pohybují v lineárním vedení Rollon a do pohybu je uvádí řetěz B 12-1, kterým jsou vzájemně spojeni v jednu smyčku. Pohyb řetězu je přenášen z motoru s převodovkou SEW eurodrive R17 DR 63 M4 pomocí řetězového převodu, který je tvořen ozubenými koly a řetězem B 12-1. Kroutící moment mezi hřídeli a ozubenými koly je přenášen pomocí těsných per. Při otáčení motoru do jedné strany se svírací mechanismus k sobě přibližuje a sevře paletu s materiálem, při otáčení motoru na druhou stranu se svírací mechanismus od sebe oddaluje a paletu s materiálem uvolní. Maximální délka dráhy pohybu svíracího mechanismu je 390mm na jednu stranu (viz. výkresová dokumentace řez D-D).

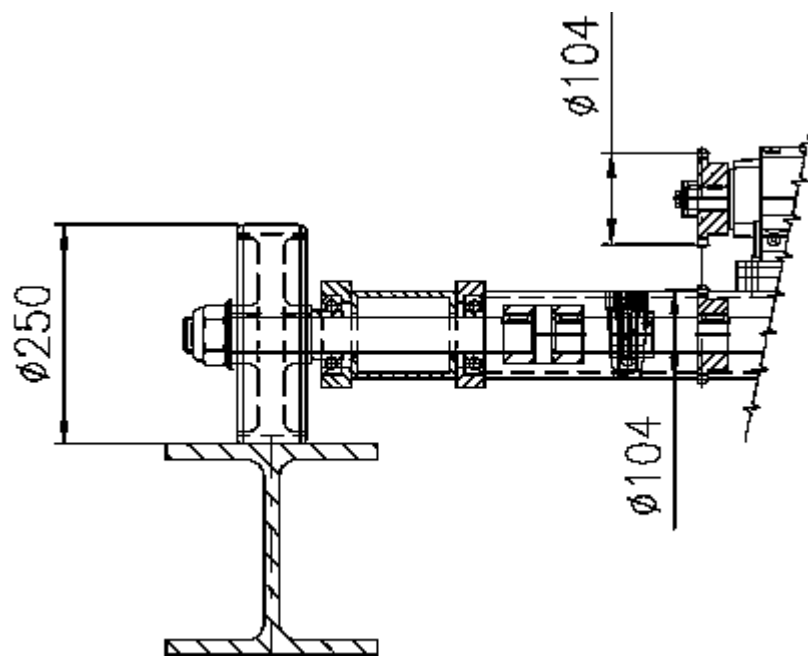


obr. 7: otáčecí a část svíracího ústrojí

Zvedací ústrojí se skládá ze dvou zrcadlově otočeních mechanismů, jak už bylo popsáno výše. Každý mechanismus má nosnou část, která je uchycená v lineárním vedení v otočném ústrojí. Na této nosné části jsou uchycené pohybující se vidle ve vertikálním směru, uložené v lineárním vedení Roolon umožňující vertikální pohyb po dráze dlouhé 100mm. Pohyb vidlí nám zajišťuje pohybový šroub s rovnoramenným lichoběžníkovým závitem, který nám přenáší kroutící moment z motoru na posuvný pohyb. A to tak, že šroub se otáčí na místě a po něm se pohybuje matice (matice je pevně přišroubovaná k pohyblivým vidlím, viz. výkresová dokumentace řez B-B). Pro svírací ústrojí byl volen motor s převodovkou SEW eurodrive KAF 37 DT 80 K4.

3. VÝPOČET MOTORŮ PRO MANIPULÁTOR

3.1 Výpočet motoru pojezdu



- valivý odpor

$$F_t = \frac{\xi * F}{R_{kol}}$$

$$F_t = \frac{0.002 * 14715}{0,125}$$

$$\underline{\underline{F_t = 235N}}$$

- celková síla

$$F = (m_m + m_z) * g$$

$$F = (1000 + 500) * 9,81$$

$$\underline{\underline{F = 14715N}}$$

ξ - rameno valivého odporu (polymer na oceli)	- 0,002 [m]
R_{kol} - poloměr hnacího kola pohonu	- 0,125 [m]
m_m - hmotnost materiálů	- 1000 [kg]
m_z - hmotnost manipulátoru	- 500 [kg]
g – gravitační zrychlení	- 9,81 [m/s^2]

- **krouťící moment motoru**

$$M_{kp} = \frac{F_t * R_{rkp}}{\eta}$$

$$M_{kp} = \frac{235 * 0,052}{0,8}$$

$$\underline{\underline{M_{kp} = 15,3 Nm}}$$

R_{rkp} - poloměr řetězového kola pohonu	- 0,052[m]
η - účinnost	- 0,8 [-]

- **výkon motoru pohonu**

$$P = \frac{F_t * v}{\eta}$$

$$P = \frac{235 * 0,5}{0,8}$$

$$\underline{\underline{P = 146,9 W = 0,15 kW}}$$

v - pojezdová rychlost manipulátoru	- 0,5 [m/s]
---------------------------------------	-------------

- **otáčky motoru**

$$n_p = \frac{v}{\pi * D_{rkp}}$$

$$- \quad n_p = \frac{30}{\pi * 0,104}$$

$$\underline{\underline{n_p = 91,8 \text{ ot./min}}}$$

D_{rkp} - průměr řetězového kola pohonu	-0,104 [mm]
---	-------------

Pro pohon pojezdu volím motor s převodovkou R 27 DR 63 L4 vod firmy SEW eurodrive s parametry:

$$P = 0,25kW$$

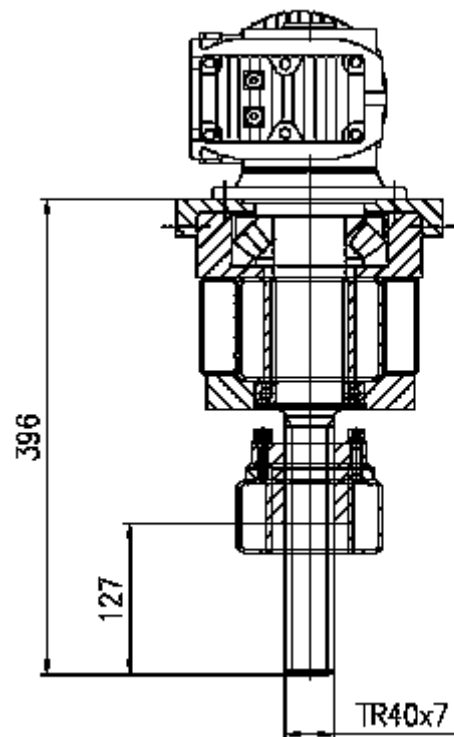
$$M_{kp} = 24Nm$$

$$n_p = 98ot./min$$

$$fB = 5,3$$

fB - servisní faktor motoru

3.2 Výpočet motoru pro zvedání



- **krouticí moment motoru**

$$M_{kz} = M_r + M_t$$

$$M_{kz} = 57,1 + 30,2$$

$$\underline{\underline{M_{kz} = 87,3 Nm}}$$

M_r - krouticí moment od závitů matice proti otáčejícímu šroubu

(viz. výpočet šroubu)

- 57,2 [Nm]

- **třecí momentové reakce**

$$M_t = \frac{F}{2} * f * D_t$$

$$M_t = \frac{14715}{2} * 0,2 * 20,5$$

$$\underline{\underline{M_t = 30,2 Nm}}$$

F – celková síla

- 14715 [N]

f - součinitel smykového tření

- 0,2 [-]

- **třecího průměru**

$$D_t = \left(\frac{1}{3} \div \frac{2}{3}\right) * D$$

$$D_t = \frac{41}{2}$$

$$\underline{\underline{D_t = 20,5 mm}}$$

D_t – třecí průměr šroubu

- 20 [mm]

- **výkon motoru pro zvedání**

$$P = \frac{M_{kz} * n}{\eta}$$

$$P = \frac{87,3 * 41}{9950}$$

$$\underline{\underline{P = 0,36 kW}}$$

n_p - otáčky pro zvedání materiálů

- volím 41 [ot./min]

Pro pohon zvedání volím motor s převodovkou KAF 37 DT 80 K4 od firmy SEW eurodrive s parametry:

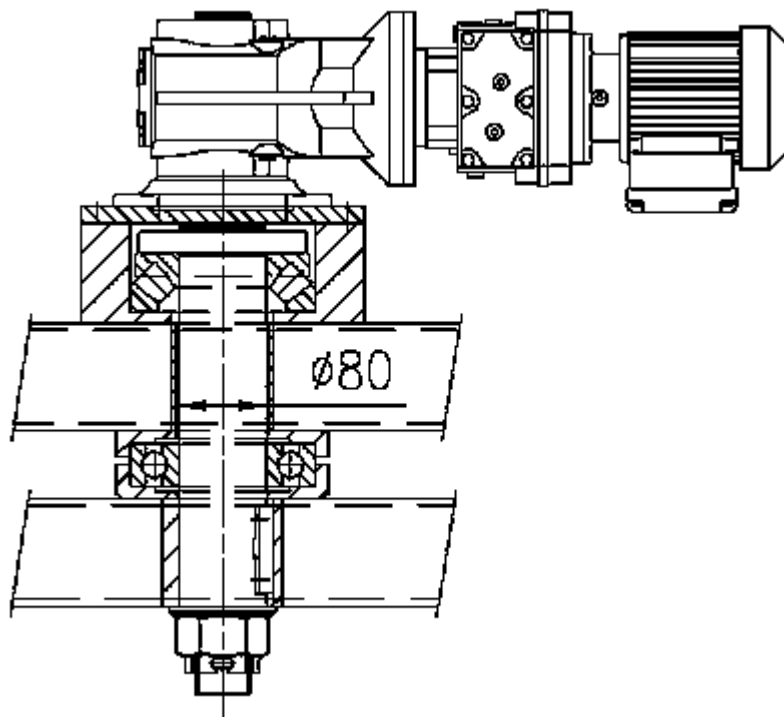
$$P = 0,55 kW$$

$$M_{kz} = 130 Nm$$

$$n_p = 41 \text{ ot. / min}$$

$$fB = 4,0$$

3.3 Výpočet motoru pro otáčení



- **síla potřebná pro otáčení**

$$F_{ot} = m_1 * g * f_c$$

$$F_{ot} = 1400 * 9,81 * 0,05$$

$$\underline{\underline{F_{ot} = 686,7N}}$$

m_1 - celková hmotnost bez pojezdového ustrojí manipulátoru - 1400 [kg]

f_c - součinitel tření (ocel-ocel) - 0,05 [-]

- **krouťicí moment motoru**

$$M_{kot} = \frac{F_{ot} * R_c}{\eta}$$

$$M_{kot} = \frac{686,7 * 0,04}{0,8}$$

$$\underline{\underline{M_{kot} = 34,3Nm}}$$

R_c - poloměr čepu otáčejícího ústrojí - 0,04 [m]

- **výkon motoru pro otáčení**

$$P = \frac{F_{ot} * v}{\eta}$$

$$P = \frac{686,7 * 0,02}{0,8}$$

$$\underline{\underline{P = 17W}}$$

v – rychlost otáčení

- 0,02 [m/s]

- **otáčky motoru**

$$n = \frac{v}{\pi * D_c}$$

$$n = \frac{1}{\pi * 0,08}$$

$$\underline{\underline{n = 4ot./min}}$$

D_c - průměr čepu pro otáčení

Pro pohon otáčení volím motor s převodovkou KAF 47 R37 DR 63 S4 od firmy SEW eurodrive s parametry:

$$P = 0,12kW$$

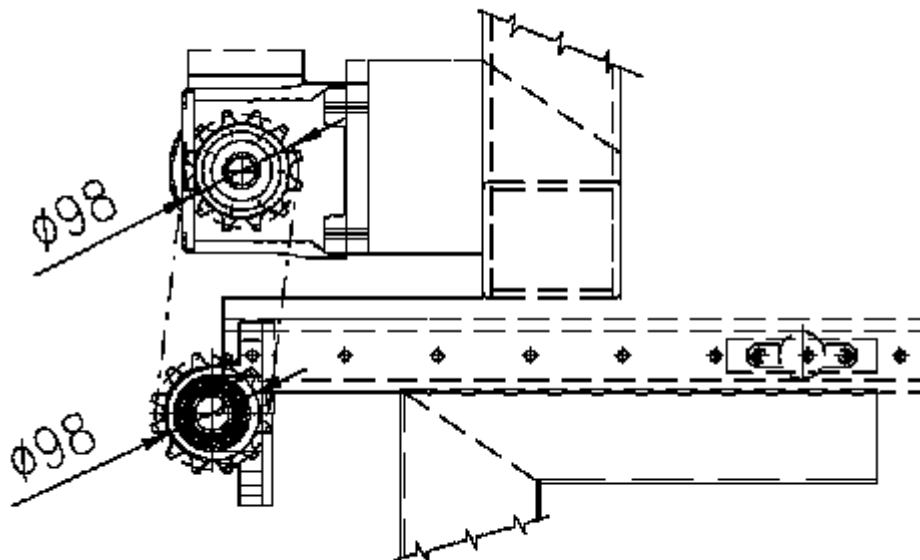
$$M_{kz} = 215Nm$$

$$n_p = 4,2ot./min$$

$$fB = 1,85$$

fB - servisní faktor motoru

3.4 Výpočet motoru pro sevření materiálů



- **síla potřebná pro sevření**

$$F_{sv} = m_2 * g * f_c$$

$$F_{sv} = 300 * 9,81 * 0,05$$

$$\underline{\underline{F_{sv} = 147,2N}}$$

m_2 - celková hmotnost svíracího ustrojí manipulátoru

bez nákladu

- 300 [kg]

f_c - součinitel čepového tření (ocel-ocel)

- 0,05 [-]

- **krouťicí moment motoru**

$$M_{ksv} = \frac{F_{sv} * R_{rk}}{\eta}$$

$$M_{kot} = \frac{147,2 * 0,098}{0,8}$$

$$\underline{\underline{M_{kot} = 18Nm}}$$

R_{rk} - poloměr řetězového kola pro svíracího ustrojí

- 0,098 [m]

- **výkon motoru pro sevření**

$$P = \frac{F_{sv} * v}{\eta}$$

$$P = \frac{147,2 * 0,1}{0,8}$$

$$\underline{\underline{P = 18W}}$$

v – rychlost svíracího ústrojí

- 0,1 [m/s]

- **otáčky motoru**

$$n = \frac{v}{\pi * D_{rk}}$$

$$n = \frac{6}{\pi * 0,08}$$

$$\underline{\underline{n = 19,5 \text{ ot. / min}}}$$

D_{rk} - průměr řetězového kola pro svíracího ústrojí

- 0,098 [m]

Pro pohon svírání volím motor s převodovkou R17 DR 63 M4 od firmy SEW eurodrive s parametry:

$$P = 0,12kW$$

$$M_{kz} = 58Nm$$

$$n_p = 20 \text{ ot. / min}$$

$$fB = 1,45$$

4. KAPACITNÍ VÝPOČET MANIPULÁTORU

Manipulační zařízení je možno charakterizovat tím, že manipulovaný materiál přemísťuje z počátečního místa na místo koncové po dávkách v uzavřených cyklech. Tyto cykly lze definovat sledem operací, které v rámci cyklu na sebe navazují, přičemž zpravidla začátek a konec cyklu je v počátečním místě přemísťování.

Z toho plyne, že kapacita manipulátoru se vypočítá podle vzorce: $V = T * Q$

Q – množství cihel na paletě

- 24 [ks]

- celkovou dobu trvání pracovního cyklu stanovíme jako součet časů jednotlivých cyklů

t_1 - čas potřebný pro naložení (uchopení) palety

t_2 - čas potřebný pro přestavení do polohy v hodné pro přemístění (zdvih nahoru)

t_3 - čas potřebný k překonání vzdálenosti přemístění z počátečního do koncového místa

$t_4 = t_2$ - čas potřebný pro přestavení do polohy v hodné pro vyložení (zdvih dolu)

$t_5 = t_1$ - čas potřebný pro vyložení palety

$t_6 = t_2$ - čas potřebný pro zdvih

$t_7 = t_3$ - čas potřebný k překonání vzdálenosti zpět

$t_8 = t_4$ - čas potřebný pro přestavení do polohy pro následující naložení

$$T = 2 * t_1 + 4 * t_2 + 2 * t_3$$

$$T = 2 * 0,42 + 4 * 20,9 + 2 * 31$$

$$\underline{\underline{T = 86,75s}}$$

$$V = T * Q$$

$$V = 86,75 * 24$$

$$\underline{\underline{V = 24cihel / 1,45 \text{ min} \Rightarrow 993cihel / hod}}$$

5. PEVNOSTNÍ VÝPOČTY STROJNÍCH ČÁSTÍ MANIPULÁTORU

5.1 Zvedací ústrojí

výpočet šroubu pro zvedání

- celková síla působící na šroub

$$F = m * g$$

$$F = 1500 * 9,81$$

$$\underline{\underline{F = 14715N}}$$

m – hmotnost břemene působící na otáčející pohybový šroub - 1500 [kg]

- pevnostní podmínka pro tlakové namáhání

$$\beta = \sigma_t \leq \sigma_d$$

$$\beta * \frac{F}{\frac{\pi * d_3^2}{4}} \leq \frac{R_e}{K_s}$$

$$d_3 \geq 2 \sqrt{\frac{\beta * K_s * F}{\pi * R_e}}$$

$$d_3 \geq 2 \sqrt{\frac{1,3 * 3 * 14715}{\pi * 340}}$$

$$d_3 \geq 14,7 - volím - d_3 = 32mm \Rightarrow \underline{\underline{d = 40mm}}$$

β - koeficient zohledňující vliv krutu na výsledné

namáhání šroubu

- 1,3 [-]

K_s -součinitel statické bezpečnosti

- 3 [-]

R_e - mez kluzu (materiál 12 050)

- 340 [MPa]

- **úhel stoupaní závitu**

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi * d_2}$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{7}{\pi * 36,5}$$

$$\underline{\underline{\gamma = 3,5^\circ}}$$

P - stoupaní závitu

- 7 [mm]

d_2 - střední průměr závitu šroubu

- 36,5 [mm]

- **třecí úhel**

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \beta / 2}$$

$$\varphi = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos 30 / 2}$$

$$\underline{\underline{\varphi = 8,5^\circ}}$$

f_z - součinitel smykového tření

- 0,15 [-]

- **obvodová síla**

$$R_x = F * \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$$

$$R_x = 14715 * \operatorname{tg}(3,5 + 8,5)$$

$$\underline{\underline{R_x = 3127,8 Nmm}}$$

- **kroučící moment od závitu matice proti otáčejícímu šroubu**

$$Mr = R_x * \frac{d_2}{2}$$

$$Mr = 3127,8 * \frac{36,5}{2}$$

$$\underline{\underline{Mr = 57081,8 Nmm}}$$

- **průřezový modul v krutu**

$$W_k = \frac{\pi * d_3^3}{16}$$

$$W_k = \frac{\pi * 32^3}{16}$$

$$\underline{\underline{W_k = 6434 mm^3}}$$

d_3 - malý průměr závitu šroubu

- **smykové namáhání v krutu**

$$\tau = \frac{Mr}{W_k}$$

$$\tau = \frac{57081,8}{6434}$$

$$\underline{\underline{\tau = 8,8 MPa}}$$

- **normálové namáhání v tahu**

$$\sigma_d = \frac{F}{\frac{\pi * d_3^2}{4}}$$

$$\sigma_d = \frac{14715}{\frac{\pi * 32^2}{4}}$$

$$\underline{\underline{\sigma_d = 18,3 MPa}}$$

- **pevnostní kontrola jádra podle Guestovy pevnostní hypotézy**

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_d^2 + 4 * \tau^2} \leq \sigma_d$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{18,3^2 + 4 * 8,8^2} \prec \frac{340}{3}$$

$$\underline{\underline{\sigma_{red} = 25,4 \leq 113}}$$

Pevnostní kontrola vyhovuje, ponechávám průměr šroubu d=40mm.

výpočet výšky matice

Výšku matice h_M určíme s ohledem na opotřebení závitu. Nepřímo vycházíme z kontroly tlaku v závitech, který má největší vliv na velikost opotřebení závitů šroubu a matice. Za zjednodušujícího předpokladu, že osová síla ve šroubu F je rozdělena rovnoměrně na všechny závity matice, plyne z kontroly tlaku v závitech matice potřebný počet závitů z .

$$z \geq \frac{F}{\pi * d_2 * H_1 * p_D}$$

$$z \geq \frac{14715}{\pi * 36,5 * 3,5 * 15}$$

$$\underline{\underline{z \geq 2,4}}$$

d_2 - střední průměr závitu šroubu - 36,5 [mm]

p_D - dovolený měrný tlak v závitech (ocel-bronz) - 15 [MPa]

Tření a nerovnoměrné skutečné rozdělení tlaku v závitech, kdy první závity matice nesou největší zatížení, respektujeme sníženou hodnotu dovoleného měrného tlaku p_D , kterou v závislosti na materiálu matice volíme. Pro zmenšení tření v závitech a tím jejich opotřebení volíme k ocelovému šroubu materiál s lepšími třecími vlastnostmi a odolnější vůči opotřebení otěrem.

$$H_1 = \frac{d - D_1}{2}$$

$$H_1 = \frac{40 - 33}{2}$$

$$\underline{\underline{H_1 = 3,5mm}}$$

d - velký průměr závitu šroubu - 40 [mm]

D_1 - malý průměr závitu matice - 33 [mm]

- potřebná výška matice

$$h_M = z * P$$

$$h_M = 2,4 * 7$$

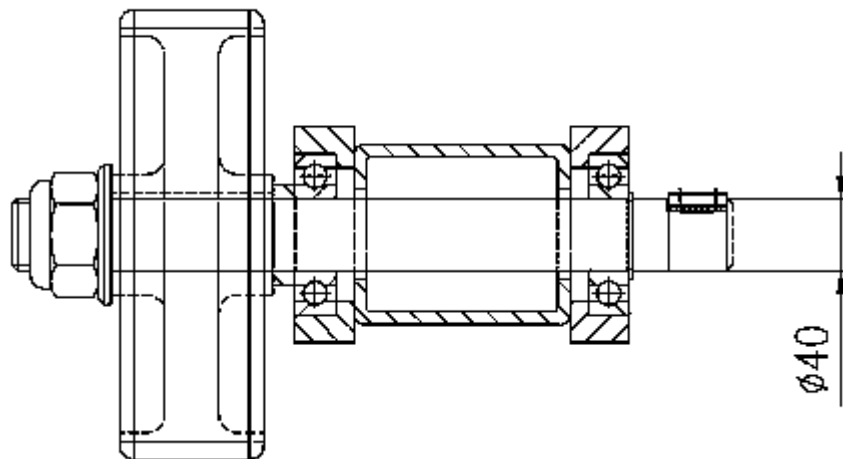
$$\underline{\underline{h_M = 16,8mm}}$$

P - rozteč závitu - 7 [mm]

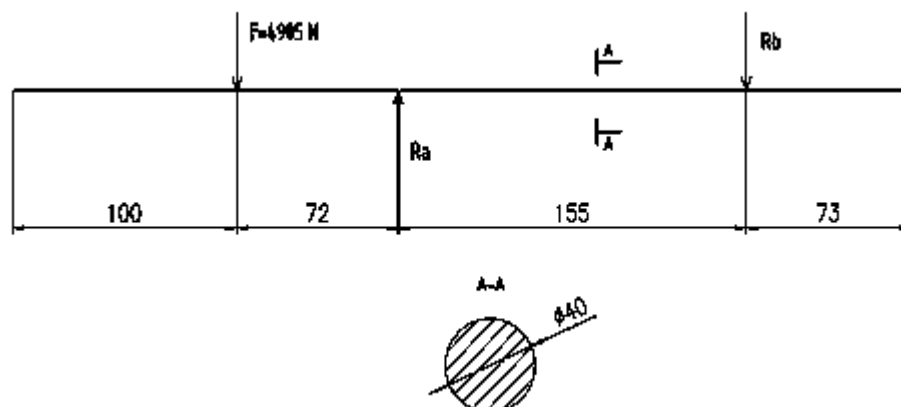
5.2 Pojezdové ústrojí

kontrola hřídele na ohyb

Celkové zatížení na všechny kola se rovna 14 715 N. Jestli-že beru v úvahu, že rovina je daná 3 body a v praxi se z největší pravděpodobnosti bude celý manipulátor většinou pohybovat po 3 kolech, tak zatížení na jedno kola je 4 905 N.



- zatížení hřídele pro kolo



obr. 8

- **výpočet reakcí v ložiscích**

-místě A

$$\sum Ma = 0$$

$$- F * 72 + 155 * Rb = 0$$

$$Rb = \frac{F * 72}{155}$$

$$Rb = \frac{4905 * 72}{155}$$

$$\underline{\underline{Rb = 2278,5N}}$$

- místě B

$$\sum Mb = 0$$

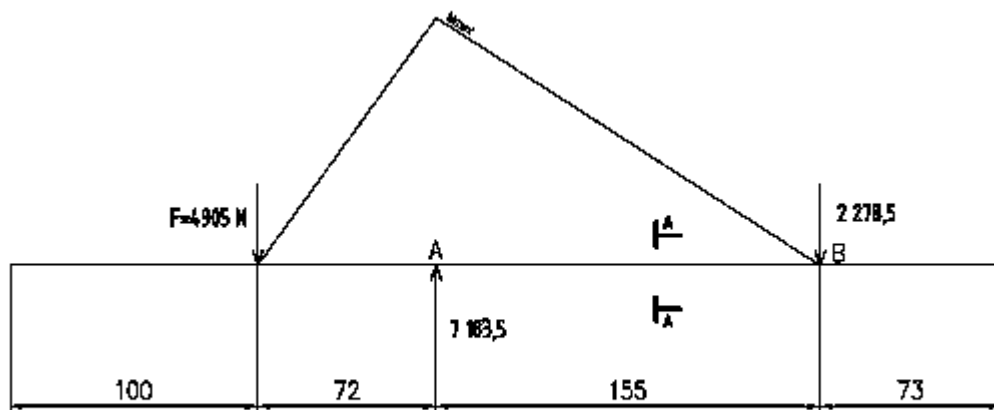
$$- F * (155 + 72) + Ra * 155 = 0$$

$$Ra = \frac{F * (72 + 155)}{155}$$

$$Ra = \frac{4905 * (72 + 155)}{155}$$

$$\underline{\underline{Ra = 7183,5N}}$$

- **průběh ohybových momentů**



obr. 9

Největší ohybový moment bude v místě A, kde působí největší síla na hřídel.

$$M_{\max} = F * 72$$

$$M_{\max} = 4905 * 72$$

$$\underline{\underline{M_{\max} = 353160N}}$$

- **průřezový modul v ohybu**

$$W_0 = \frac{\pi * d^3}{32}$$

$$W_0 = \frac{\pi * 40^3}{32}$$

$$W_0 = 6283,2 \text{ mm}^3$$

d – průměr hřídele

- 40 [mm]

- **maximální ohybové napětí**

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{W_0} \leq \sigma_D$$

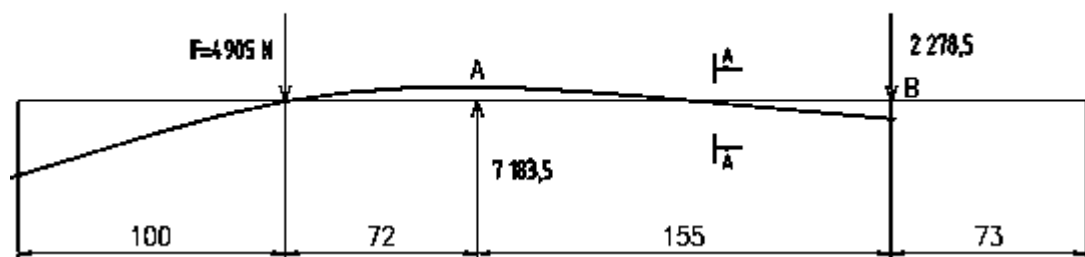
$$\sigma = \frac{353160}{6283,2} \leq 130$$

$$\sigma = 56,2 \text{ MPa} \leq 130 \text{ MPa} \Rightarrow \underline{\underline{\text{HŘÍDE VYHOVUJE}}}$$

σ_D - dovolené ohybové napětí pro ocel 11 600

- 130 [MPa]

- **křivka pro maximální průhyb**



obr. 10

výpočet životnosti ložiska

- požadovaná životnost 25 000 hod.
- ložisko SKF 63 08 ČSN 02 4630
- kontrolu provedu pro ložisko místě A
- **statické zatížení ložiska**

$$Fh = X * V * Fr_{ra} + Y * Ra_{ra}$$

$$Fh = 1 * 1 * 7183,5 + 0$$

$$\underline{\underline{Fh = 7183,5N}}$$

V – rotační součinitel (kuličkové jednořadé ložisko) - 1 [-]

X – součinitel pro radiální ložiska (kuličkové jednořadé ložisko) - 1 [-]

Y - součinitel pro radiální ložiska (kuličkové jednořadé ložisko) - 0 [-]

- **trvanlivost ložiska**

$$Lh = \left(\frac{C_D}{Fh} \right)^3 * \frac{16667}{n}$$

$$Lh = \left(\frac{41000}{7183,5} \right)^3 * \frac{16667}{98}$$

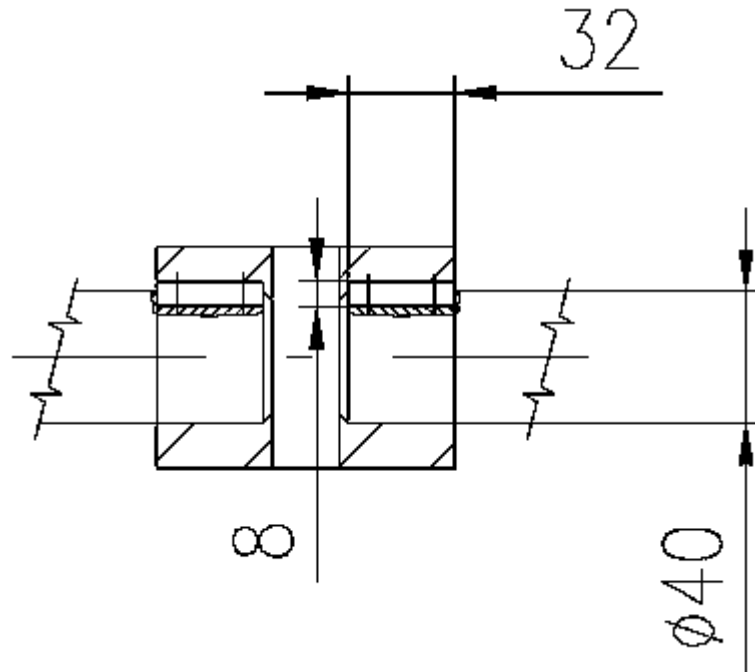
$$\underline{\underline{Lh = 31620hod}}$$

Lh>25 000hod => LOŽISKO VYHOVUJE

C_D - dynamická únosnost ložiska - 41 000 [N]

n – otáčky ložiska - 98 [ot./min]

kontrola otlačení PERA na hřídeli v pružné spojně



- volím PERO 12e7x8x32 ČSN 02 2562

Při výpočtu se buď kontroluje dotkový tlak působící na boky pera a drážek a délka pera se volí podle ČSN, nebo pro zvolený tlak se vypočte potřebná délka pera, Namáhání ve smyku se obvykle zanedbává, protože jeho hodnoty je relativně malá s dostatečnou bezpečností. Velikost tlaku se určí ze vztahu:

$$p = \frac{4 * M_{kp}}{h * l * d} \leq p_D$$

$$p = \frac{4 * 15300}{8 * 32 * 40} \leq 120$$

$$p = 5,9 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{PERO_VYHOVUJE}$$

M_{kp} - krouticí moment motoru pojezdu - 15 300 [Nmm]

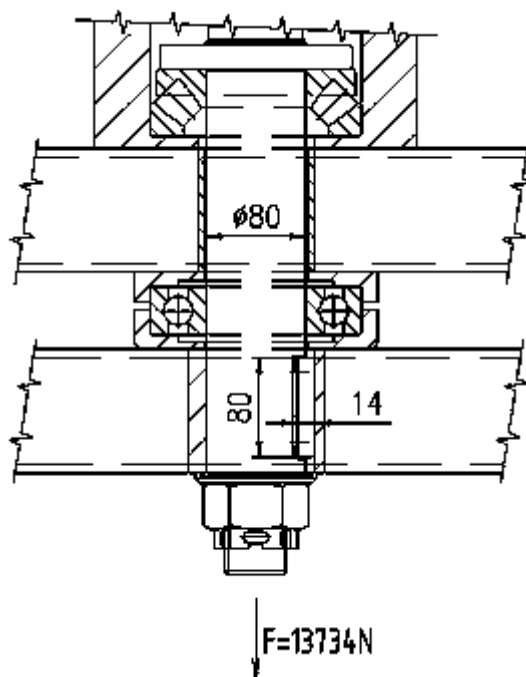
h – výška pera - 8 [mm]

l – délka pera - 32 [mm]

d – průměr hřídele pojezdu - 40 [mm]

p_D - dovolený tlak - 120 [MPa]

5.3 Otáčecí ústrojí



kontrola hřídele na tah

- pevnostní rovnice pro tah

$$\sigma_{Dt} \leq \frac{m_1 * g}{S}$$

$$120 \leq \frac{13734}{5026,5}$$

$$120\text{ MPa} < 2,7\text{ MPa} \Rightarrow \text{HŘÍDE_VYHOVUJE}$$

σ_{Dt} - dovolené napětí v tahu (pro ocel 11 600)

- 120 [MPa]

m_1 - celková hmotnost bez pojezdového ustrojí manipulátoru

- 1400 [kg]

S – plocha průřezu hřídele

- 5026,5 [mm]

výpočet životnosti ložiska

- požadovaná životnost 25 000 hod.
- ložisko SKF 29416 E ČSN 02 4760

- **trvanlivost ložiska**

$$Lh = \left(\frac{C_D}{Fh} \right)^3 * \frac{16667}{n}$$

$$Lh = \left(\frac{575000}{13734} \right)^3 * \frac{16667}{4,2}$$

$$\underline{\underline{Lh = 291219565 \text{ hod}}}$$

Lh > 25 000 hod => LOŽISKO VYHOVUJE

C_D - dynamická únosnost ložiska

- 517000 [N]

n – otáčky ložiska

- 4 [ot./min]

kontrola otláčení PERA na hřídeli otáčejícího ústrojí

- volím PERO 22e7x14x80 ČSN 02 2562

$$p = \frac{4 * M_{kp}}{h * l * d} \leq p_D$$

$$p = \frac{4 * 34300}{14 * 80 * 80} \leq 120$$

$$p = 1,5 \text{ MPa} \leq 120 \text{ MPa} \Rightarrow \text{PERO_VYHOVUJE}$$

M_{kp} - krouticí moment motoru otáčení

- 34 300 [Nmm]

h – výška pera

- 14 [mm]

l – délka pera

- 80 [mm]

d – průměr hřídele pojezdu

- 80 [mm]

p_D - dovořený tlak

-120 [MPa]

6. ZHODNOCENÍ MANIPULÁTORU

Mým úkolem bylo navrhnout nové manipulační zařízení v balící lince, které by nahradilo stávající zařízení. V průběhu zpracovávání mého úkolu jsem navrhoval možné varianty pro přepravu ytongového nákladu a následně vybral nejlepší variantu.

Dalším bodem úkolu byl konstrukční návrh pro přepravu palet s ytongovým nákladem na vzdálenost 40m, kde jsem musel vyřešit správné uchopení palet , které se odebíraly ze stávajícího řetězového dopravníku, přemísťovaly na zadanou vzdálenost a následně předávaly ve správném natočení na řetězový dopravník v samotné balící lince.

Nejdůležitějším úkolem pro plynulý provoz balící linky bylo navržení motoru pro pohon a motorů pro veškerá pohybová ústrojí na manipulátoru a provést kapacitní výpočet pro ytongovou přepravu.

Posledním úkolem bylo provedení pevnostních výpočtů důležitých částí manipulátoru, kde jsem kontroloval pevnost a životnost nejdůležitějších částí manipulátoru. Na základě výpočtu jsem volil velikosti komponentů a materiálů pro manipulátor.

Závěrem lze snad jen říct, že se mi úkol podařil splnit a že nová varianta přepravy ytongového nákladu pomocí manipulátoru bude lepší než stávající a že se vyhnu problému, které byly spojeny se stávajícím zařízením.

7. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ

- [1] POLÁK, J., SLÍVA, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. ES VŠB, 2005, 128 str.133, ISBN 80-248-0963-X
- [2] POLÁK, J., BAILOTTI, K., PAVLISKA, J. HRABOVSKÝ, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. VŠB TU OSTRAVA, 2003, ISBN 80-248-0493-X
- [3] www.fapros.cz
- [4] www.sew-eurodrive.cz
- [5] www.blickle.cz
- [6] www.ferona.cz
- [7] www.roolon.cz
- [8] www.rotex.cz

8. SEZNAM PŘÍLOH

VÝKRESOVÁ DOKUMENTACE:

- Manipulátor 1-ROT-001
- Manipulátor 1-ROT-002
- Balicí linka 0-ROT-003

PŘILOŽENÉ CD

- elektronická verze bakalářské práce